УДК 539.621+674.053

СМЕЩЕНИЕ ЗОН ОТНОСИТЕЛЬНОГО ПОКОЯ В МНОГОКОНТУРНЫХ ПЕРЕДАЧАХ ГИБКОЙ СВЯЗЬЮ "ШКИВ – ГИБКИЙ РАБОЧИЙ ОРГАН – ЛЕНТОЧНАЯ ПИЛА"

А.А. Кондратюк, В.К. Шилько*

Томский политехнический университет
E-mail: publish@tpu.ru
*Томский государственный архитектурно-строительный университет
E-mail: docent46@yandex.ru

Рассмотрены процессы и явления, происходящие в многоконтурной передаче гибкой связью "шкив — гибкий рабочий орган — ленточная пила", а также случай смещения зон относительного покоя. Приведены аналитические зависимости для определения длины зон относительного скольжения и дан их сравнительный анализ с экспериментальными данными, а также с другими типами многоконтурных передач гибкой связью.

Многоконтурные передачи гибкой связью применяются в том случае, когда гибкая связь предназначена не только для передачи крутящего момента от ведущего шкива к ведомому, как, например, в ременных передачах, но и для выполнения полезной работы своей тянущей (ведущей) ветвью [1].

Примером таких передач могут быть специальные многоприводные грузонесущие ленточные конвейеры в горнорудной промышленности с различными типами подвижных поддерживающих контуров для транспортировки крупнокусковых грузов. Подобного рода передачи также начали применять в ленточнопильных деревообрабатывающих станках при сообщении ими главного рабочего движения ленточной пиле [2]. Это связано с попытками создания устойчивых опорных реакций для противодействия нормальной составляющей силы резания, формирующей усилие подачи, сдвигающее ленточную пилу со шкивов. Применение в механизме резания ленточнопильного станка передачи гибкой связью типа "шкив – гибкий рабочий орган – ленточная пила", вместо существующей "шкив – ленточная пила", позволяет за счет длинных контактов трения относительного покоя (ДКТ ОП) создать для пилы устойчивые опорные реакции, уменьшающие двухмерную дисторсию (искривление) траектории движения зубьев при пилении.

В настоящее время разработано достаточно много компоновочных схем механизмов резания ленточнопильных станков с использованием ДКТ ОП, однако при этом не всегда учитываются следующие положения:

– передача движения ленточной пиле возле рабочей зоны должна осуществляться тянущей ветвью гибкого промежуточного рабочего органа,
– наличие на гибком промежуточном тяговом рабочем органе ослабленной холостой ветви в соответствии с соотношением Ж. Понселе [3] приводит к нестабильному движению ленточной пилы,
– контактная жесткость гибкого промежуточного рабочего органа должна соответствовать контактной жесткости ленточной пилы.

Разрабатывая новые конструктивные схемы механизмов резания ленточнопильных станков, недостаточно внимания уделяют вопросам трения, особенно трению относительного покоя, благодаря которому возникают устойчивые реакции на действие нормальной составляющей силы резания и ленточная пила удерживается на шкивах станка и в пропиле. При этом в многоконтурных передачах гибкой связью необходимо зоны и участки трения относительного покоя увеличивать за счет уменьшения зон и участков трения относительного скольжения.

Для уменьшения зон трения относительного скольжения были разработаны несколько новых компоновочных схем механизмов резания ленточнопильных станков, представленных на рис. 1. За основу была взята полноприводная схема, в которой вместо одного двигателя на ведущем шкиве, устанавливаются два на обоих шкивах такой же суммарной мощности [4]. При этом синхронизация вращения электродвигателей происходит самой гибкой связью, которой в данном случае является ленточная пила. Полноприводные ленточнопильные станки на основе ДКТ ОП с использованием передачи "шкив – гибкий рабочий орган – ленточная пила", достаточно хорошо зарекомендовали себя при распиловке древесины. В качестве гибких промежуточных рабочих органов использовались клиновые ремни различной жесткости.

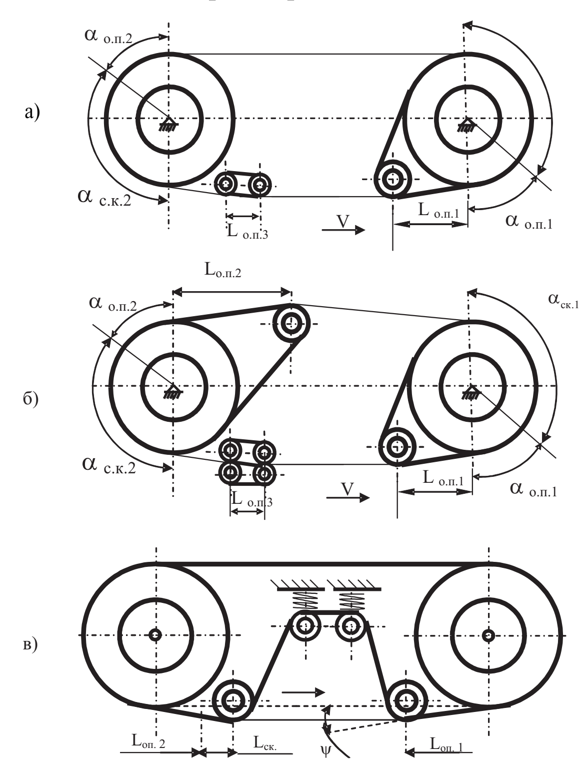


Рис. 1. *Компоновочные схемы механизмов резания ленточнопильных станков: а) полноприводная с одним гибким рабочим органом, б), в) полноприводные с многоконтурными передачами гибкой связью на основе ДКТ ОП через промежуточные рабочие органы*

Преимущество новых схем состоит в том, что ленточная пила относительно гибкого рабочего органа остается неподвижной, так как их взаимное скольжение сводится к минимуму. В новых схемах кроме дуг относительного покоя $\alpha_{о.п.}$ и относительного скольжения $\alpha_{ск}$ появляются зоны относительного покоя $L_{оп}$, которые отличают новую схему от классической компоновки тем, что зоны относительного покоя находятся на рабочей ветви пилы. Это позволяет надежно удерживать ленточную пилу на шкивах силами трения, что исключает дисторсию траектории движения зубьев в направлении действия вектора усилия подачи и повышает ее устойчивость. Таким образом, возле зоны резания за счет сил трения относительного покоя создаются устойчивые реакции на действие усилия подачи со стороны распиливаемого материала.

Компоновочных схем механизмов резания с использованием ДКТ ОП в передаче гибкой связью типа "шкив – гибкий рабочий орган – ленточная пила" можно разработать достаточно много. Но при этом необходимо правильно оценить эффективность их работы, как с точки зрения экономической эффективности, так и с точки зрения технических параметров ленточнопильного станка. С

использованием концепций теории передач гибкой связью, косвенную оценку эффективности работы ленточнопильных станков можно произвести сравнением тяговых характеристик изучаемых схем с традиционными. При этом важно оценить положение и длину участков относительного скольжения, так как на них не будет возникать сил сцепления между ленточной пилой и промежуточным тяговым рабочим органом.

Из теории передач гибкой связью известно [1], что зоны относительного покоя во время работы образуются со стороны набегания гибкого промежуточного рабочего органа на гибкую связь (ленточную пилу), а зоны относительного скольжения - со стороны сбегания. Тогда в соответствии со схемой (рис. 2, *а*), участок с дугой относительного скольжения должен возникнуть лишь на отрезке *ef*. При этом длина зон и участков относительного скольжения не должна зависеть от длины контакта ленточной пилы с поверхностью тягового рабочего органа, и будет определяться как

$$L_{ск} = \frac{2T_0(e^{\mu\alpha} - 1)}{t_{уд}(e^{\mu\alpha} + 1)} = \frac{W}{t_{уд}}, \qquad (1)$$

где T_0 – усилие предварительного натяжения ленточной пилы, μ – коэффициент сцепления ленточной пилы с тяговым органом, α – угол охвата пилой шкивов станка, $t_{уд}$ – удельная сила трения, W – тяговое усилие, развиваемое ленточной пилой.

$$W = 2T_0 \frac{e^{\mu\alpha} - 1}{e^{\mu\alpha} + 1}.$$

Коэффициент сцепления ленточной пилы с тяговым передающим органом составит

$$\mu = \frac{1}{\alpha} \ln \frac{1 + \varphi_0}{1 - \varphi_0}, \qquad (2)$$

где φ_0 – коэффициент тягового усилия (относительная нагрузка передачи).

$$\varphi_0 = \frac{W}{2[T_0 - (1 - \chi) \cdot T_ц]}, \qquad (3)$$

где $T_ц$ – натяжение ленточной пилы от действия центробежных сил, χ – коэффициент, учитывающий влияние центробежных сил, зависящий от жесткости системы. Он определится как

$$\chi = \frac{4C_п \cdot \cos^2\delta}{C_м + 4C_п \cdot \cos^2\delta}, \qquad (4)$$

где $C_п$ – жесткость ленточной пилы при растяжении, $C_м$ – приведенная жесткость механизма резания; δ – угол между направлением ветвей ленточной пилы и линией центров шкивов. В большинстве случаев $\cos^2\delta=1$.

В нашем случае в выражении (1) удельная сила трения будет принимать разные значения на дуге охвата *df* и на линейном участке контакта *ad*.

Среднее значение нормального давления между ленточной пилой и гибким рабочим органом на дуге охвата *df*

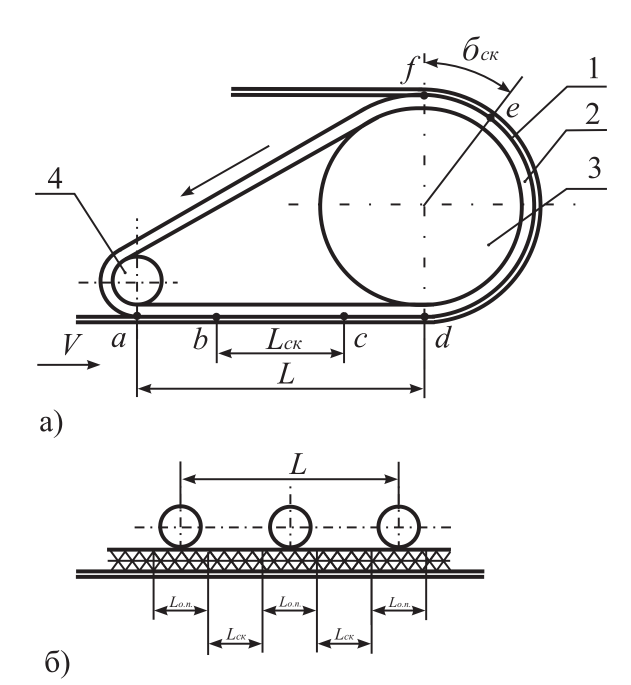


Рис. 2. *Схема к определению длины зон относительного скольжения в передаче "шкив — гибкий рабочий орган — ленточная пила": а) общий вид многоконтурного тягового рабочего органа, где 1 — ленточная пила, 2 — гибкий промежуточный тяговый рабочий орган, 3 — приводной шкив, 4 — поддерживающая роликовая опора; б) линейный участок контакта ленточной пилы и гибкого промежуточного тягового рабочего органа с поддерживающими опорами*

$$p_{ср} = \frac{2[T_0 - (1 - \chi)T_ц]}{D \cdot b}, \qquad (5)$$

где D – диаметр шкивов станка, b – ширина контакта ленточной пилы и шкива станка, $T_ц$ – усилие натяжения ленточной пилы от действия центробежных сил.

Сила сцепления, с которой ленточная пила удерживается на участке *ad* гибкого рабочего органа, должна составлять:

$$P_{сц.} = T_0 \cdot \mu \cdot tg\psi \geq P_н, \qquad (6)$$

где ψ – угол оттяжки ленточной пилы от линии периферии шкивов, (рис. 1, *в*); $P_н$ – нормальная составляющая силы резания, эквивалентная усилию подачи.

Используя зависимости (5) и (6), можно определять удельную силу трения в выражении (1) и длину зон скольжения.

Данные положения теории передач гибкой связью проверялись на гибком экспериментальном модуле методом рисок. Гибкий экспериментальный модуль представляет установку, выполненную на базе циклопозиционного горизонтального ленточнопильного станка легкого класса. Комбинации компоновочных схем механизмов резания в соответствии с рис. 1 осуществлялись заменой шкивов, направляющих и клиновых ремней, выполняющих роль гибких промежуточных рабочих органов. Коэффициент сцепления μ определялся с

учетом выражений (2) и (3) и его значение лежало в пределах μ=0,2...0,6.

На основании выполненных исследований было установлено:

Во время пуска появляются две зоны проскальзывания ленточной пилы относительно клинового ремня: со стороны набегания пилы на ремень на участке *ab* (рис. 2, *а*) и со стороны сбегания на участке *ef*, а затем в установившемся режиме работы они сливаются в одну зону скольжения со стороны сбегания на участке *ef*. Однако на линейном участке контакта *ad* возникает устойчивая зона относительного скольжения, которая уменьшается по мере увеличения жесткости ремня, усилия предварительного натяжения ленточной пилы и величины отжима поддерживающей роликовой опоры 4 от линии периферии шкивов для увеличения угла и силы сцепления (6). Однако величина зоны относительного скольжения все равно остается значительной. Для ее ликвидации с участка *bc* была предпринята попытка установки на участке *ad* в контуре ремня промежуточных роликовых опор (рис. 2, *б*) с целью повышения коэффициента χ в соответствии с выражением (4). Но и в данном случае, несмотря на существенное повышение жесткости, между опорами возникают зоны относительного скольжения. То есть происходит смещение зон относительного покоя к опорным роликам и, появляются зоны относительного скольжения там, где их не должно быть. Это несколько противоречит работам, посвященным многоконтурным передачам гибкой связью [1, 5]. Так, в работе [1] отмечается, что в многоконтурной передаче с дискретным поддержанием грузонесущей ленты ее проскальзывание наблюдается только при использовании цепного поддерживающего контура. При использовании в контуре гибкого промежуточного рабочего органа поддерживающих траверс роликового типа, отмечается лишь одна зона относительного скольжения со стороны сбегания грузонесущей ленты с поддерживающего контура. Объяснить наличие устойчивых зон относительного скольжения в передаче "шкив – гибкий рабочий орган – ленточная пила" можно следующими причинами:

- происходящей депланацией сечений гибкого рабочего органа под опорными роликами ввиду его низкой контактной жесткости;
- наличием пылеопилочной прослойки между гибким промежуточным рабочим органом и ленточной пилой.

Последнее обстоятельство имеет решающее значение, так как из-за частиц опилок наблюдается дискретный характер контакта трущихся взаимодействующих элементов – ленточной пилы и гибкого тягового рабочего органа.

В целом же проведенные исследования показали:

- сущность процесса передачи тягового усилия в рассмотренных схемах механизмов резания ленточнопильных станков одинакова, так как они все относятся к передачам трением первого вида, то есть гибкой связью;
- процесс передачи тягового усилия в ленточнопильных станках на основе ДКТ ОП происходит при возникновении зоны скольжения в результате изменения натяжения взаимодействующих трущихся элементов;
- длина зоны относительного скольжения между ленточной пилой и гибким промежуточным рабочим органом зависит от соотношения их жесткостей. Ее можно уменьшать, повышая жесткость тягового рабочего органа.

Выводы

1. Можно разработать достаточно большое количество компоновочных схем механизмов резания ленточнопильных станков на основе длинных контактов трения относительного покоя, однако при этом необходимо, чтобы гибкий промежуточный рабочий орган при соприкосновении с ленточной пилой работал тянущей ветвью.
2. В качестве гибких рабочих органов могут быть использованы: ремни, ленты, гусеницы или цепи. Для этого необходимо, чтобы контактная жесткость материала гибкого рабочего органа приближалась к контактной жесткости материала ленточной пилы.
3. Для повышения усилия сцепления ленточной пилы с гибкими тяговыми рабочими органами можно применять системы с двухсторонним поджимом или устанавливать промежуточные опоры в контуре тяговых органов приводных направляющих устройств.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Андреев А.В. Передача трением. – М.: Машиностроение, 1978. – 176 с.
2. Прокофьев Г.Ф. Интенсификация пиления древесины рамными и ленточными пилами. – М.: Лесная промышленность, 1990. – 240 с.
3. Феоктистов А.Е. Ленточнопильные станки. – М.: Лесная промышленность, 1976. –152 с.
4. Патент 2165842 РФ. МКИ^7 В27В 15/04. Ленточнопильный станок / В.К. Шилько // Изобретения. Полезные модели. – 2001. – № 12. – С. 395.
5. Светлицкий В.А. Передачи с гибкой связью. – М.: Машиностроение, 1967. – 153 с.